

ANÁLISIS DE UNIONES ATORNILLADAS MEDIANTE FEA (DUCTOS, VARILLAS DE BOMBEO)

José A. Santelli^{a,b}, Fabiano Nunes Diesel^b

^a*Grupo FEA Technical Services, Instituto ESSS de Educação, Pesquisa e Desenvolvimento (iESSS),
Calle Baltimore 645 X5105AHG Villa Allende, Córdoba, Argentina, jose@esss.com.br,
<http://www.esss.com.br/>*

^b*Grupo FEA Technical Services, Instituto ESSS de Educação, Pesquisa e Desenvolvimento (iESSS),
Rua Orlando Phillipi, n°100, Edifício Techplan, 1° andar, Saco Grande CEP: 88032-700,
Florianópolis - SC - Brasil, fabiano@esss.com.br, <http://www.esss.com.br/>*

Palabras clave: Uniones atornilladas, Elementos finitos, Contactos, Rosca, Fricción

Resumen. La mayoría de los proyectos mecánicos tienen como meta el desarrollo de diversos componentes que se unen entre sí, formando un ensamblaje, dispositivo y/o mecanismo; éste debe ejercer adecuadamente la función para la cual fue proyectado. La unión entre estos componentes puede ser realizada por encastre, pegado, soldadura, remaches, tornillos, etc. La unión atornillada es una opción muy habitual, debido a la versatilidad y control en el montaje y facilidad para el desmontaje/mantenimiento de los componentes. Sin embargo, analizar por elementos finitos (FEA) un proyecto con todo el detalle de una conexión atornillada incluyendo la rosca puede resultar bastante costoso, por lo que se pueden adoptar diferentes estrategias para mantener el foco del análisis en el proyecto en vez de en la unión atornillada. Este trabajo tiene como objetivo describir dichas estrategias. Además, un segundo objetivo es investigar las tensiones en los filetes de las roscas de uniones atornilladas, para lo cual se repasarán las principales formas de trabajar en el ANSYS Mechanical, para ello hará uso de ejemplos de ductos de transporte de hidrocarburos líquidos y de varillas de bombeo de petróleo. Al final, se expondrán los argumentos que sostienen el uso de algoritmos de aproximaciones a la rosca real (Bolt Thread Correction), en reemplazo del modelado del filete completo. Se concluye con una disertación acerca de cómo trabaja el algoritmo de aproximación.

1 INTRODUCCIÓN

El montaje atornillado es un tipo de unión ampliamente utilizado y conocido que se aplica de forma universal: posicionamiento y armado de elementos de máquinas, montaje de estructuras metálicas, unión de bridas en cañerías, etc. La forma de rosca de mayor antigüedad conocida es debida a Joseph Whitworth, que la hizo adoptar por el instituto de ingenieros civiles de Inglaterra en 1841.

En el análisis de uniones atornilladas por elementos finitos, el principal objetivo es verificar el comportamiento de la unión, o sea, comprobar si la unión se abre o no se abre, o bien comprobar si se desliza o no se desliza (tornillos trabajando al corte). Para evitar un consumo innecesario de recursos computacionales y mantener el foco del análisis en la unión en sí, se suelen modelar los bulones/tuercas/rosas/arandelas con diferente nivel de detalle, acorde a las necesidades.

Asimismo, la sollicitación sobre las partes unidas puede ser de baja intensidad (como por ejemplo en estructuras metálicas), media (como por ejemplo en la unión atornillada de fijación de una bomba) o alta intensidad (en el caso de una varilla de bombeo de un pozo de petróleo), factor éste que hace que la precisión de los resultados sobre el tornillo en sí, vaya en aumento. El analista, según su criterio, necesitará mayor o menor precisión en el cálculo de tensiones del tornillo.

En el presente trabajo se realizará una descripción de los diferentes casos de análisis de uniones atornilladas, de menor a mayor complejidad.

Tal como se verá en la exposición de casos de estudio, se puede ahorrar mucho tiempo de cálculo si se prepara el modelo de Análisis de Elementos Finitos (FEA), adaptado a las cargas de trabajo a las que está sometida la unión:

- Cargas de compresión solamente
- Cargas de compresión y flexión
- Cargas de tracción y/o flexión

Además de la forma de trabajo de la unión, se deben también tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Precarga: Independientemente de la estrategia adoptada para el modelado de los tornillos, se debe modelar la precarga.
- Estado del contacto en una unión atornillada: Se analizarán los estados tensionales cuando la precarga es suficiente, y cuando no es suficiente (apertura y/o deslizamiento de la unión).
- Consideración de la rosca: Se analizarán tres casos: La rosca como contacto, la rosca con “bolt thread correction”, y la rosca real. Se disertará sobre cómo trabaja el algoritmo de “Bolt thread correction” del software ANSYS. De esta manera se intentará describir cómo trabajan los filetes de rosca en una unión atornillada.

1.1 Uniones atornilladas en trabajos tomados como Referencia

En la década del 60, se realizaron estudios de las deformaciones de las piezas montadas en una unión atornillada (Bello, 2016). A continuación se muestra una reseña de los principales modelos.

Modelo de Röttscher: el material a considerar son dos conos truncados, opuestos por la base mayor con su inicio en el apoyo de la tuerca o la cabeza del tornillo.

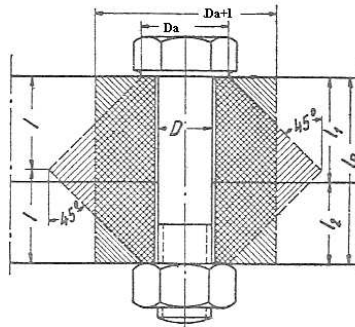


Figura 1: Conos de material afectado por tensiones en las piezas sujetas por la unión atornillada. Extraída de (Bello, 2016)

Modelo de Shigley: la tensión permanece alta hasta una profundidad de 1,5 diámetros del bulón:

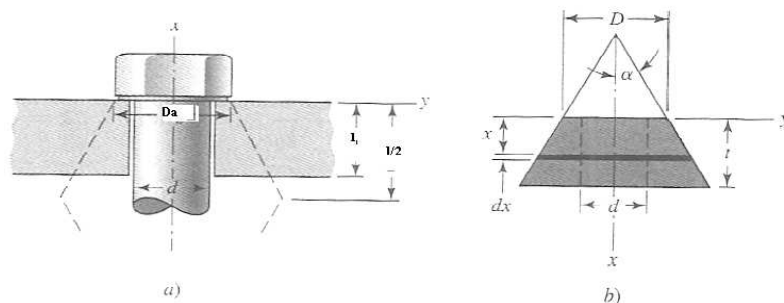


Figura 2. Modelo de Shigley basado en técnicas de ultra-sonido. Extraída de (Bello, 2016)

Modelo de Norton: La zona afectada toma la forma de barril:

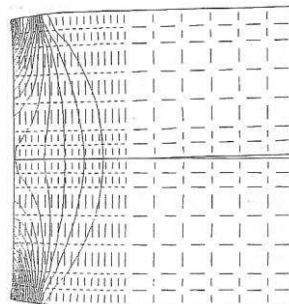


Figura 3 Modelo de Norton, basado en análisis FEA. Extraída de (Bello, 2016)

1.2 Uniones atornilladas en bibliografía de referencia

En (Juvinall, 1991) se analiza la deformación en los tornillos y tuercas, debido a la precarga. En la Sección 10 del libro, titulada “Uniones roscadas y tornillos de potencia”, se tratan los conceptos básicos de las uniones atornilladas: Tipos de rosca, rendimiento, apriete, selección para cargas estáticas, selección para fatiga, etc. En particular, es de interés del presente trabajo la sección 10.4, “Tensiones estáticas en la rosca”.

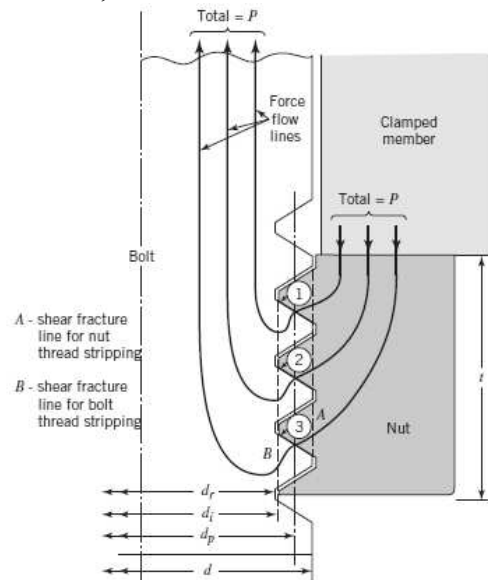


Figura 4. Flujo de fuerzas en la unión atornillada entre tornillo, tuerca y componente sujetado. Extraída de (Juvinall, 1991)

En la Figura 4 no se aprecia que el filete superior es el que recibe el flujo de fuerza más intenso, pero sí se ve que el camino de carga a través del filete superior es más corto, y va aumentando gradualmente en los filetes siguientes.

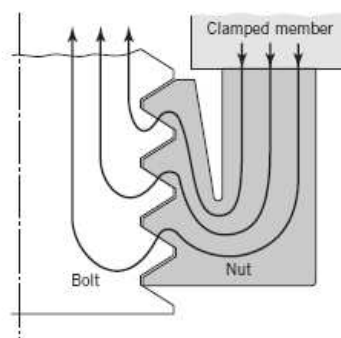


Figura 5. Tuerca especial con flujo de fuerza optimizado. (Juvinall, 1991)

En la Figura 5 puede apreciarse cómo debería ser la forma de la tuerca para tender a equilibrar el flujo de fuerza a través de los filetes de rosca, y así equilibrar el camino de carga uniformemente para todos los filetes.

En (Juvinal, 1991) se describe que la distribución de la tensión no es uniforme debido a efectos como por ejemplo la flexión de los dientes trabajando como vigas en voladizo, o diferencias de fabricación.

Un estudio más detallado de la Figura 4 revela:

- La carga es compartida por los tres filetes como miembros portadores de carga redundantes. El camino de carga más corto es a través del filete 1.
- La carga aplicada causa que la los filetes del tornillo estén en tracción, mientras que los filetes de la tuerca/agujero trabajen a la compresión. Esto hace que, en los desplazamientos, el tornillo tienda levemente tener un mayor paso, mientras que en la tuerca se produce el efecto inverso, el paso tiende a ser menor. Esto hace que se alivie la carga en los filetes posteriores.

Para solventar éste problema, se han desarrollado las siguientes tres líneas de investigación:

- Fabricar la tuerca en un material menos rígido que el tornillo (o sea, menos módulo E). De ésta manera, tender a compensar la tendencia del paso.
- Hacer que los pasos sean teóricamente iguales después de aplicada la carga, o sea, manufacturar la tuerca/agujero con un paso levemente mayor.
- Manufacturar la tuerca según la imagen mostrada en la
- Figura 5. Este diseño tiende a equilibrar el paso del primer filete del tornillo con el paso del primer filete de la tuerca, al trabajar ésta también en tensión en ésta región.

En el presente trabajo se intentará cuantificar, en el caso de cargas axiales sobre el vástago, cuál es la diferencia en el flujo de fuerzas entre los primeros filetes y los últimos filetes. Para ello, nos valdremos del análisis por elementos finitos, que arrojará resultados en éste sentido. Lo novedoso de este trabajo es que se modelará el filete de rosca con todo el detalle de la unión, de manera de investigar cómo trabaja el tornillo en sí, y a partir de ahí intentar mediante algoritmos obtener resultados precisos en un tiempo de cálculo razonable.

2 MODELADO DE LAS UNIONES ATORNILLADAS POR FEA

Para la realización de los modelos de los casos de estudio, se utilizó el Software ANSYS versión 17.2, tanto para casos de elementos SOLID, o sea análisis de cuerpos 3D, como para elementos PLANE, o sea análisis de estado plano. Para más información, consultar (ANSYS, 2016)

2.1 Formulación de elementos finitos 3D

Se utilizaron modelos de elementos finitos tipo SOLID186 de ANSYS. A continuación se muestra una descripción de dicho elemento:

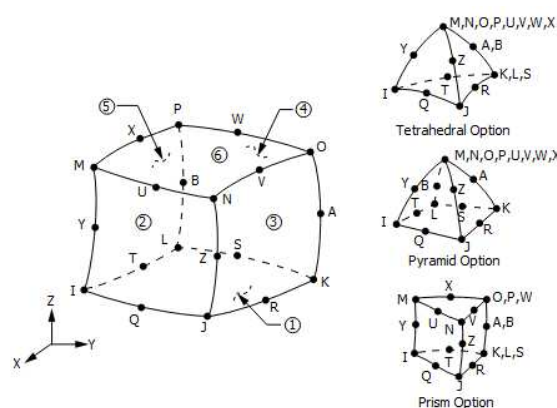


Figura 6. Elemento sólido tipo SOLID186 de ANSYS v17.2 utilizado en los modelos 3D del presente trabajo. (ANSYS, 2016)

Este elemento finito es de orden superior, lo que significa que describe el desplazamiento con funciones cuadráticas, y está formulado para modelar materiales sólidos homogéneos como el caso del acero, adaptándose perfectamente a mallas irregulares.

2.2 Formulación de elementos finitos 2D

Para el caso de los modelos 2D axil simétricos, se utilizó el elemento finito PLANE183 de ANSYS v17.2. La descripción es la siguiente:

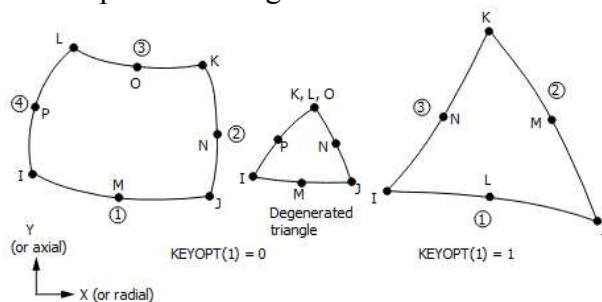


Figura 7. Elemento finito tipo PLANE183 de ANSYS Mechanical v17.2 utilizado en los modelos 2D del presente trabajo. (ANSYS, 2016)

Elemento finito de orden superior, que representa los desplazamientos con funciones cuadráticas, adaptable a formas de malla irregulares.

Tiene capacidad de modelar elasticidad, plasticidad, así como otros fenómenos de diversa índole más allá del alcance del presente trabajo.

2.3 Pruebas con modelo de rosca real

Se estudiará el siguiente modelo de rosca M12 en el cual se considerará la rosca real con todo su detalle:

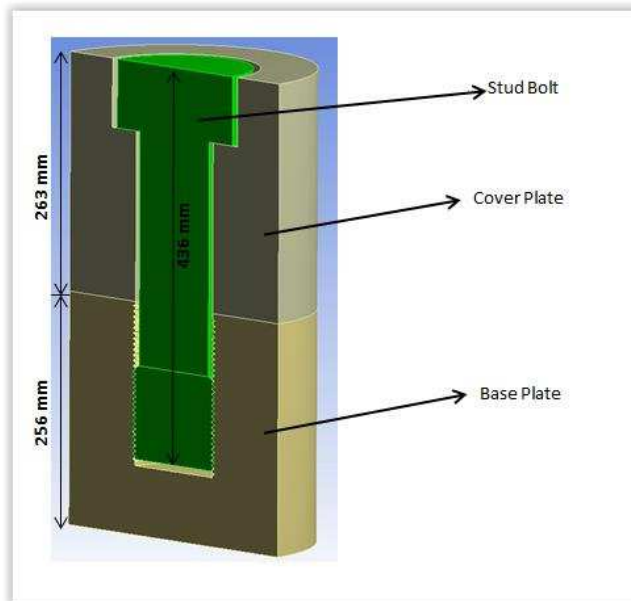


Figura 8. Modelo de demostración consistente en una placa base con agujero roscado, placa superior agujereada con asentamiento de cabeza, y tornillo M12. (ANSYS, 2016)

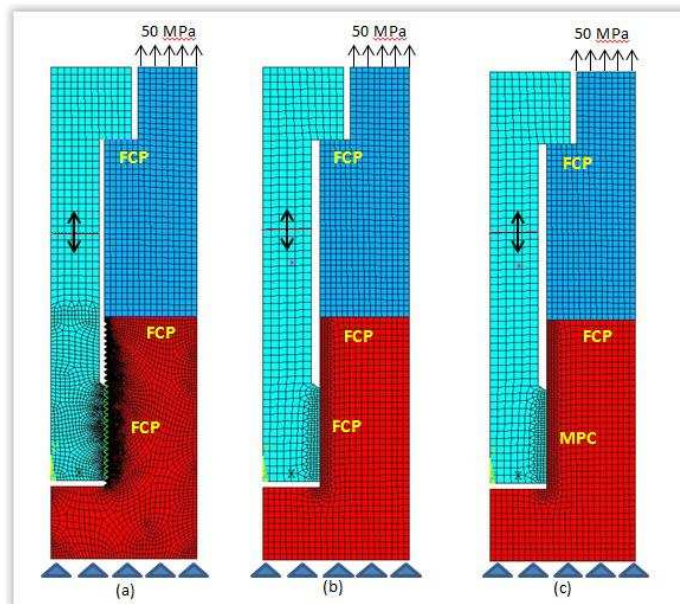


Figura 9. Condiciones de contorno aplicadas al modelo Demostrador. (ANSYS, 2016)

El modelo mostrado en Figura 8 y Figura 9 se utilizó en ANSYS como demostrador de tecnología, para estudiar la diferencia entre una rosca real y un algoritmo de rosca llamado “Bolt Thread Correction”. Dichas diferencias resultan ser mínimas, lo que valida el futuro uso

del algoritmo para ahorrar importantes tiempos de modelado, mallado y cálculo.
A continuación se muestran los resultados de tensión equivalente:

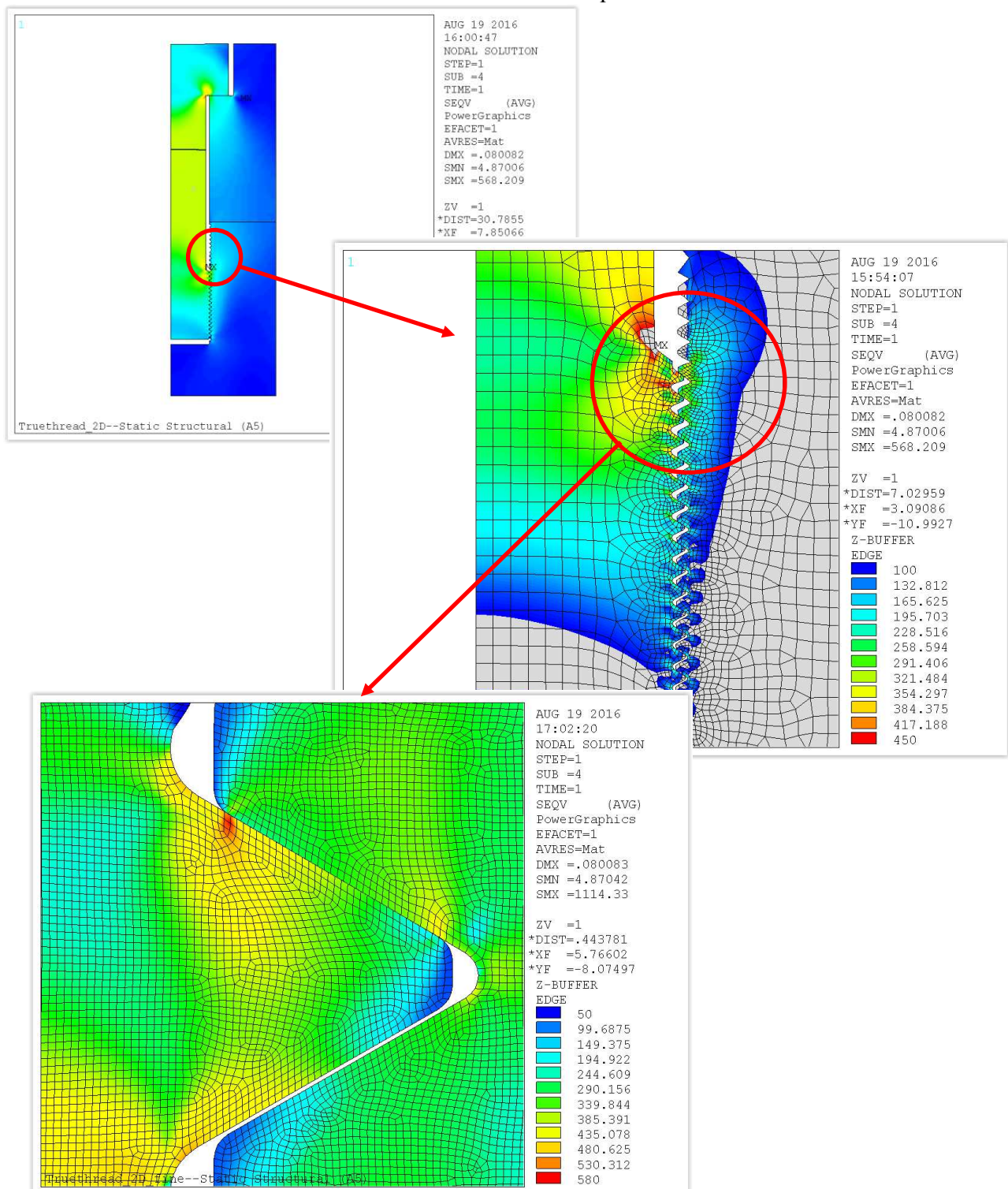


Figura 10. Resultados de tensión para un modelo 2D axisimétrico con la malla refinada a diferentes escalas.

En las imágenes de la Figura 10, se muestra el detalle de la simulación con rosca real en un modelo axisimétrico 2D. En la primera imagen, se puede observar una vista general del tornillo, mientras que en la segunda imagen se puede ver más en detalle la rosca.

Es allí en donde se amplió la escala de la deformación (200x) para poder apreciar cómo la deformación radial es más alta en los primeros filetes.

En la tercera imagen, se puede apreciar en detalle el punto en donde el primer diente entra en contacto con el agujero roscado, produciéndose un fuerte gradiente de tensión, que va a predominar sobre el resto.

2.4 Pruebas con algoritmo de corrección por rosca

A continuación se muestra en detalle la corrección de rosca que aplica el algoritmo que representa la rosca real:

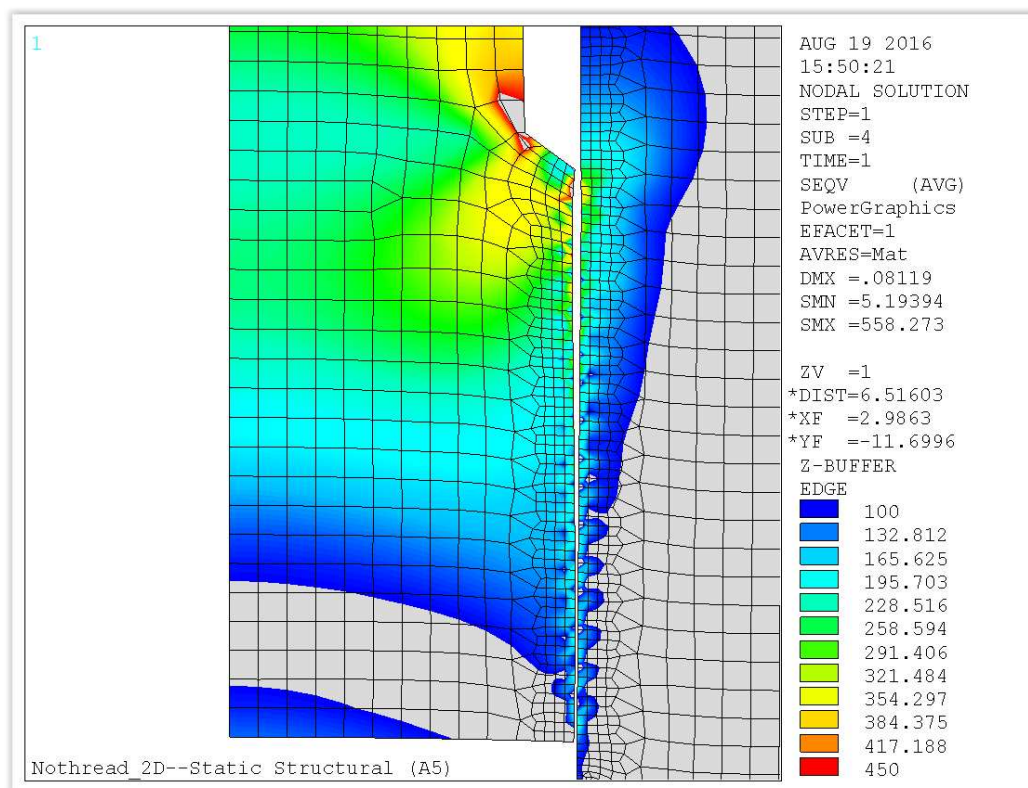
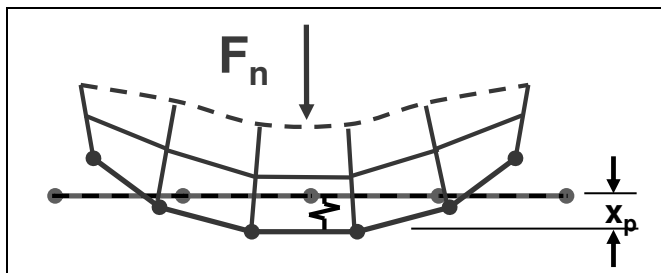


Figura 11. Detalle de la corrección de rosca utilizada en el algoritmo que representa la rosca real.

En la imagen de la Figura 11, se puede apreciar que los valores de tensión están ajustados con los de la rosca real.

A continuación se procederá a explicar la estrategia de solución que utiliza el algoritmo de corrección por rosca:

En la siguiente imagen de ANSYS se puede apreciar que el algoritmo de contacto utiliza la estrategia de utilizar “muelles” entre las áreas de contacto, cuya “rigidez” evitará la penetración de una pieza sobre la otra. Esto es una práctica habitual en elementos finitos.



$$\text{Pure Penalty: } F_{\text{normal}} = K_{\text{normal}} * X_{\text{penetration}} \quad (1)$$

$$\text{Augmented Lagrange: } F_{\text{normal}} = K_{\text{normal}} * X_{\text{penetration}} + \lambda \quad (2)$$

Figura 12. Formulación de contacto Augmented Lagrange y Pure Penalty. (ANSYS, 2016)

Una descripción detallada del algoritmo de contacto escapa al alcance del presente trabajo. Sin embargo, cabe aclarar que la rigidez de contacto es inversamente proporcional a la penetración entre partes, y que la presión de contacto es siempre normal a las superficies bajo interacción. En el caso del algoritmo de modificación por rosca, esta situación se altera:

- La rigidez de contacto, representada por un resorte en los algoritmos mostrados en la Figura 12, adquiere una dimensión angular: la rigidez de contacto toma el ángulo definido para la rosca mediante una combinación de K_{normal} y $K_{\text{tangencial}}$
- El deslizamiento, esto es, la rigidez lateral, va disminuyendo linealmente a medida que se va bajando por los filetes, obteniendo deslizamiento cada vez menor a medida que nos alejamos del vástago del tornillo. Esto logra el efecto de aumento de pitch (paso) en los primeros filetes con respecto a los filetes posteriores.
- La representación del punto donde el diente entra en contacto también se representa, mediante la eliminación de la rigidez de contacto a partir del mismo.

3 CASO DE ESTUDIO – TUBERÍA NPS12 PARA TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS LÍQUIDOS

Las uniones atornilladas en las bridas de cañerías, pueden considerarse de intensidad *media*, siendo los principales desafíos la pérdida de apriete (precarga) de los tornillos, fatiga, corrosión, y en algunos casos de alta intensidad, existe también el estudio de propagación de grietas. Las mismas se diseñan según la normativa (American Society of Mechanical Engineers, 2010)

A continuación se presenta una geometría NPS12 con conexiones tipo Piping de tubo de 12 pulgadas: contiene caños rectos, unión T, codos, y bridas con agujeros para uniones abulonadas.

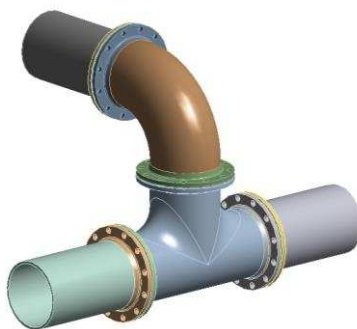


Figura 13. Modelo de Piping para estudiar diferentes casos de carga.

El modelo de la Figura 13 consta de los típicos componentes de tuberías realizados en CAD mediante sólidos 3D.

3.1 Propiedades de material

A la tubería y a las bridas se les aplicó propiedades de material a todos de Hierro Estructural tipo ASTM A500 “Steel, grade B, round structural tubing”. No se consideraron las disminuciones por soldadura. En la Tabla 1 se detallan las mismas:

Densidad	7850	Kg/m ³
Coef. de expansión térmica	1,2E-05	°C ⁻¹
Módulo de Young	2e5	MPa
Coeficiente de Poisson	0,3	
Tensión de Fluencia	250	MPa
Tensión de Rotura	460	MPa

Tabla 1. Propiedades físicas y mecánicas del Hierro Estructural ASTM A500.

En el caso de los tornillos y de los elementos de varillas de bombeo, se aplicaron límites elásticos para el acero según ASTM F568M “Class 8.8”. Los mismos se detallan en la Tabla 2:

Tensión de Fluencia	580	MPa
Tensión de Rotura	800	MPa

Tabla 2. Propiedades mecánicas de los tornillos tipo “High Tensile bolts” y de las varillas de bombeo con sus correspondientes acoples.

3.2 Condiciones de borde

En el modelo se aplicaron restricciones para analizar las tensiones según ASME B31.4 Part 5 (Flexibilidad en tuberías).

Se aplicaron al modelo restricciones cinemáticas de manera de representar una línea restringida, de manera de que absorba de forma representativa las cargas de expansión.

A continuación se muestra una restricción representando un apoyo:

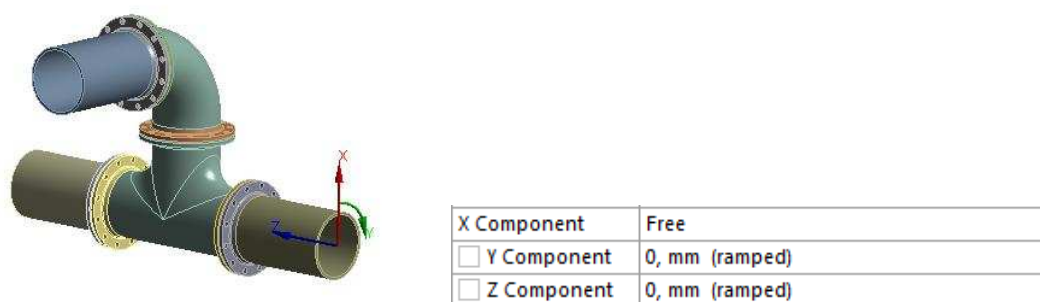


Figura 14. Restricción del extremo derecho del tramo recto de la tubería (sólo está libre en el grado de libertad x).

A continuación se muestran las otras dos restricciones, que a diferencia de la restricción anterior, representan una simplificación del modelo, o sea un plano transversal a modo de apoyo simple, y de ésta manera tener en cuenta el efecto restrictivo del resto de las líneas:

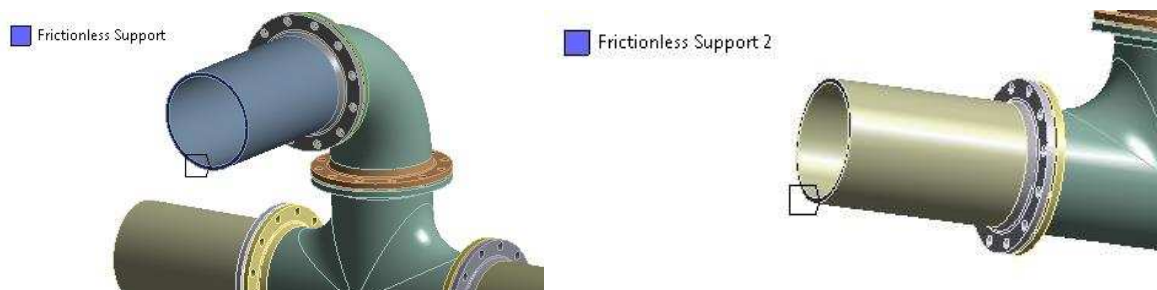


Figura 15. Restricciones cinemáticas de tipo apoyo simple en el codo superior y en el tramo recto izquierdo de la tubería.

Luego se aplicó una carga térmica de 60°C, representando una condición sobre una temperatura de referencia de 22°C.

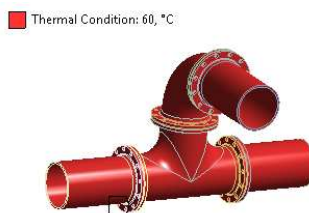


Figura 16. Carga térmica de 60°C sobre toda la estructura.

Por último se aplicaron distintas interacciones entre partes (Contacto) según cada caso de estudio.

3.3 Resultados y discusión - Tramos con cargas de Compresión solamente

Si la región de la unión atornillada estuviese sometida a cargas de compresión, o sea, una parte es empujada contra la otra, entonces no hay necesidad de considerar los tornillos. Para este caso, la utilización del contacto tipo “Bonded”¹ representa adecuadamente el comportamiento de la unión.

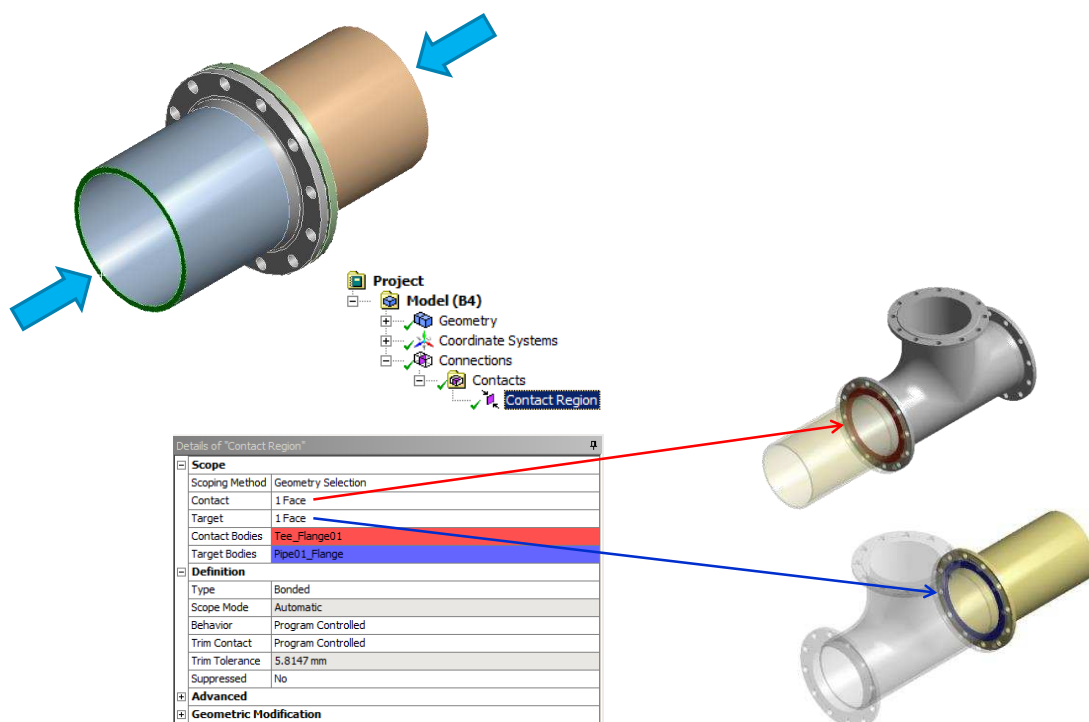


Figura 17. Cargas de compresión.

A continuación se mostrará la tensión resultante de la expansión térmica de un tramo de tubería.

El modelo de tramo recto con T mostrado a continuación se corrió primero con algoritmo de contacto “bonded” y después se cambió a contacto no-lineal para poder comparar resultados.

¹ El contacto de ANSYS tipo “Bonded” es una formulación de contacto lineal, en el cual los nodos seleccionados en ambos cuerpos no tienen posibilidad de deslizarse o separarse, y entran en contacto en posición pegada.

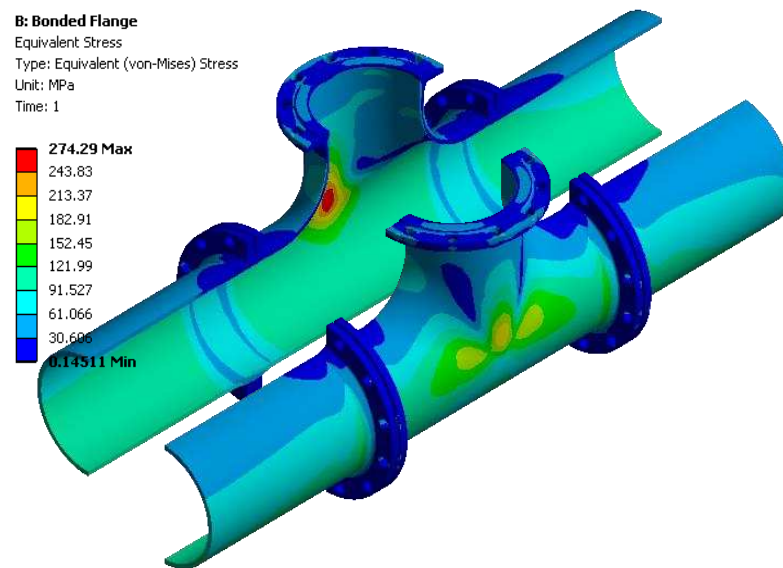


Figura 18. Tensiones de origen térmico, contacto “Bonded”.

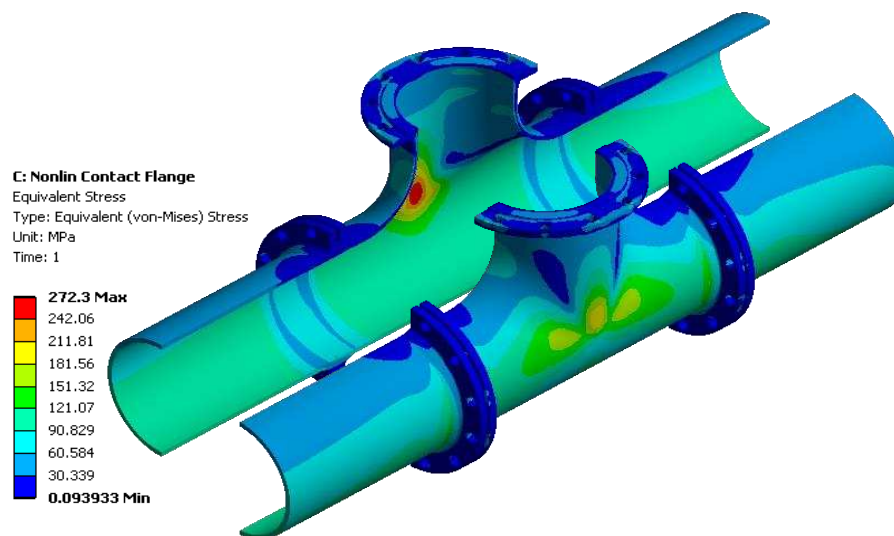


Figura 19. Tensiones de origen térmico, contacto “Standard”²

En la Figura 18 se utilizó un contacto tipo “Bonded” entre las bridas, y en la Figura 19 se utilizó un contacto “Standard” con fricción y vigas para simular los tornillos. Los resultados de ambos modelos son muy similares, pero el tiempo de cálculo fue 5 veces mayor si se utiliza una formulación friccional “Standard”.

² El contacto “Standard” de ANSYS es el contacto con fricción, que permite deslizamiento con coeficiente estático de fricción, y separación entre las partes en contacto, si se produjese.

3.4 Resultados y discusión - Tramos con cargas de compresión y/o flexión

Al añadir el codo en la parte superior de la unión en T, y aplicar carga térmica, se generarán esfuerzos de torsión en la parte inferior de la T, y esfuerzos de flexión en la parte superior.

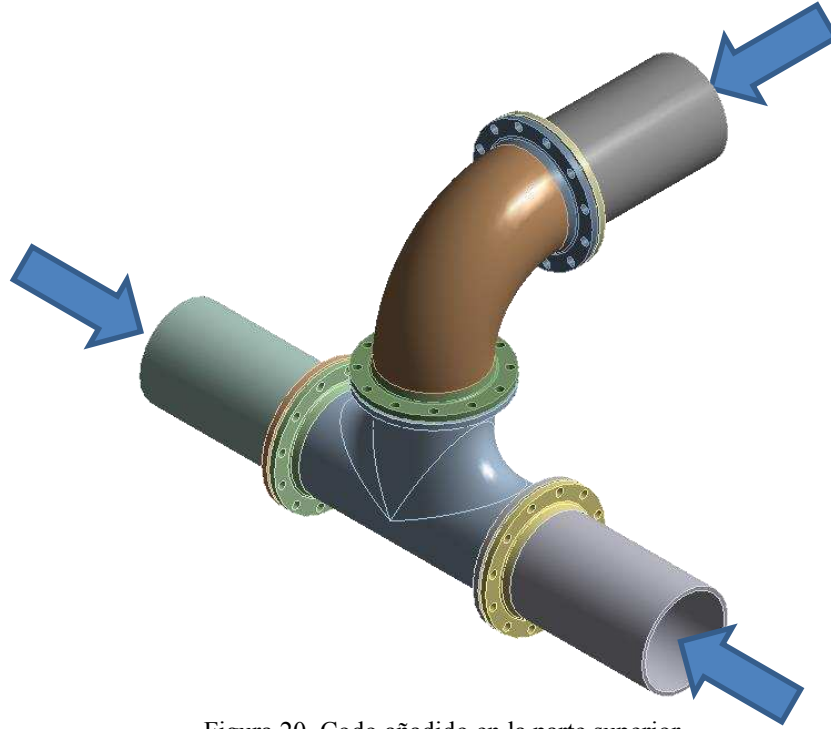


Figura 20. Codo añadido en la parte superior.

Al observar el estado de tensión de la estructura, la diferencia entre el modelo con las bridas con contacto “Bonded” y con contacto “Standard” no lineal es pequeña, como se puede observar en la figura siguiente:

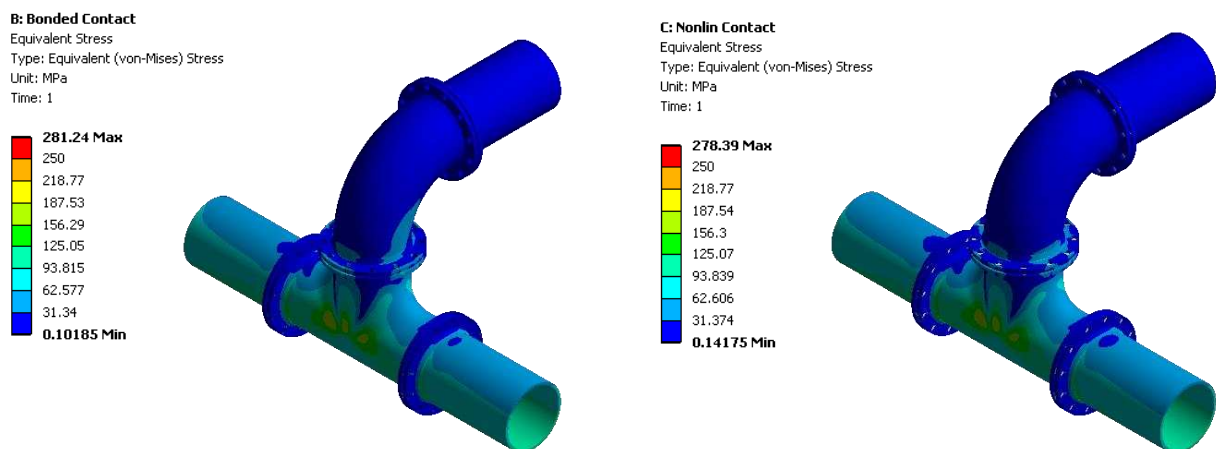


Figura 21. Comparación entre las tensiones de origen térmico al variar la formulación de contacto de “Bonded” (izq.) a “Standard” (derecha).

No obstante, al observar detalladamente la parte curvada del ducto (codo), donde la carga de flexión es predominante, se nota una diferencia en las respuestas del modelo. En este caso, donde la flexión es predominante frente a la compresión, la selección de un contacto “Bonded” puede no representar adecuadamente el comportamiento, siendo así, el contacto no-lineal sería lo más adecuado.

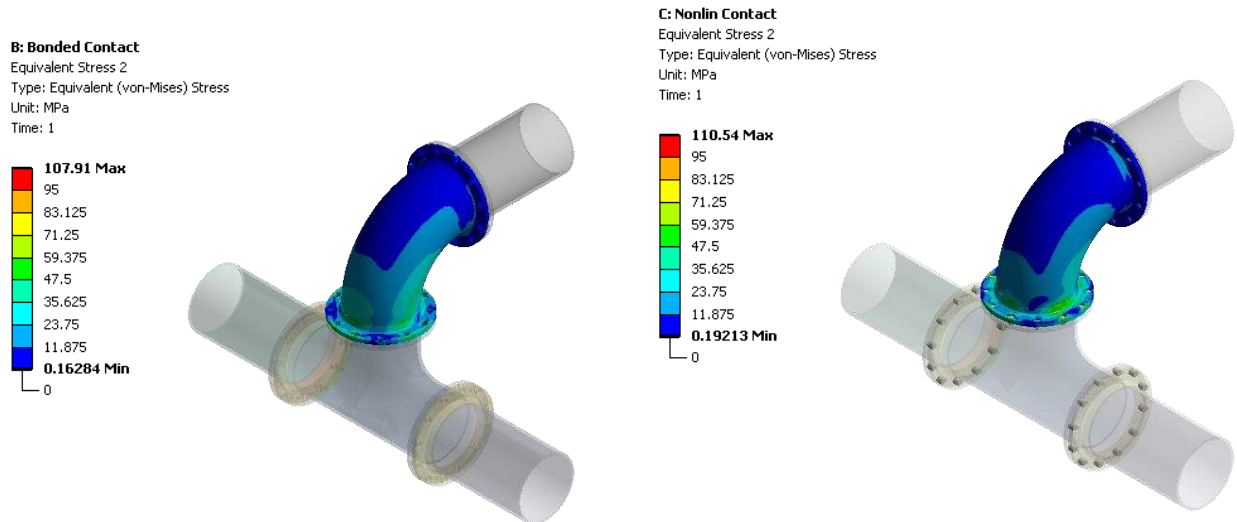


Figura 22. Comparativa de tensiones de flexión dirigiendo el gráfico de las mismas sólo al codo.

El contacto no-lineal impide que haya penetración entre las partes, transfiriendo esfuerzo de compresión, pero no impide que haya separación entre las partes, o sea, no hay transferencia de esfuerzos de tracción. La transferencia de ésta tracción, ocurre a través de los tornillos, que pueden ser simulados a través de elementos de viga, los cuales de una forma más simplificada pueden ser definidos en ANSYS a través de herramientas específicas.

Por lo tanto, en éste caso se pone en evidencia la necesidad la modelización o representación de los tornillos por lo menos con elementos de viga, en el caso de tener cargas de flexión que impliquen de alguna forma un esfuerzo de tracción sobre las bridas.

3.5 Resultados y discusión - Tramos con cargas de tracción y/o flexión

Cuando la carga es de tracción y/o flexión, los esfuerzos generados por la precarga de los tornillos se vuelven relevantes, como puede verse en las figuras siguientes:

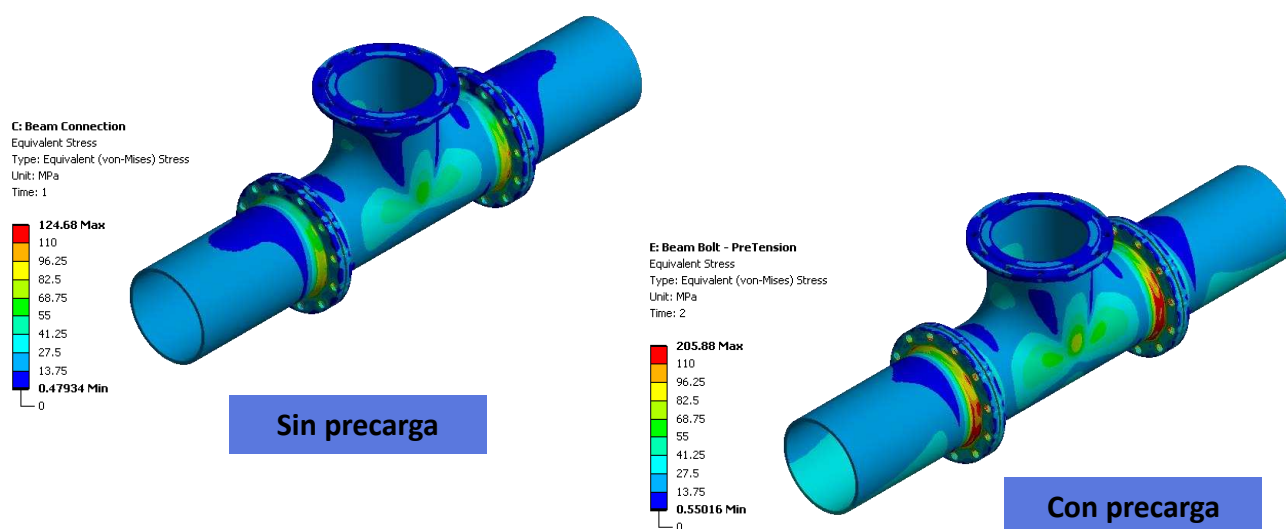


Figura 23. Tubería sometida a esfuerzos de tracción, con precarga y sin precarga en los tornillos de unión entre las bridas.

En la Figura 23 se puede observar que, ante el caso de cargas tractivas, en donde la precarga de los tornillos juega un rol esencial a la hora de evitar la separación entre bridas, la diferencia de tensión entre los dos modelos es de un porcentaje muy alto, lo que no las hace comparables.

Como conclusión se puede observar que, desde el punto de vista de la simulación, si la unión bridada está sometida a cargas de compresión solamente, la unión atornillada no necesita ni siquiera representarse, pero a medida en que aparecen cargas de flexión, se debe disponer del contacto de manera que no impida abrirse a la unión, y en el caso de cargas de tracción relativamente dominantes, la precarga de tornillo contrarrestará, mediante esfuerzo de tracción en el vástago, la apertura de las bridas, por lo que la simulación será realizada con contacto friccional y precarga de tornillos, siendo el caso computacionalmente más caro.

3.6 Resultados y discusión - Consideración del estado de contacto en la unión

A continuación se muestra un ejemplo de estado de la estructura en donde se utiliza contacto “Bonded” y “Standard” con fricción. En la misma se estudiará el “estado (Status)” de la condición de Contacto entre los distintos componentes. Para ello se considerarán diferentes condiciones de operación normal y falla, de manera de reflejar en el modelado de la brida la consecuencia de una pérdida de precarga en los tornillos.

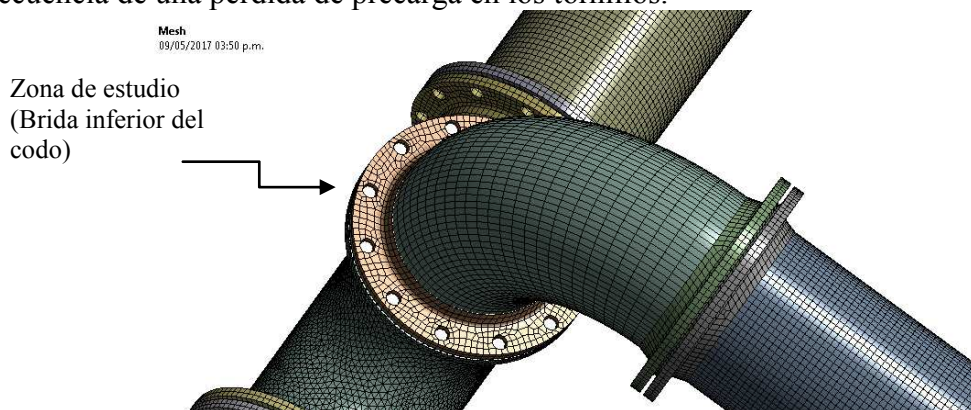


Figura 24. Modelo en el cual se estudiará el estado de la brida.

En ANSYS, el estado de contacto se calcula como sigue a continuación:

- Far (Lejos). El par de contacto está abierto
- Near (Cerca). El par de contacto comienza a ser tomado en consideración por el algoritmo
- Sliding (Deslizamiento). Entrada en contacto con deslizamiento entre las partes.
- Sticking (Pegado o cerrado). El contacto es fuerte y la fuerza tangencial no llega a vencer el coeficiente de fricción estático.

3.7 Resultados y discusión - Estado de contacto de la unión atornillada

Primero se presentan resultados con una unión del tipo pegada (Bonded) en la brida, de manera de no tener fallo en la tubería y utilizarlo como referencia:

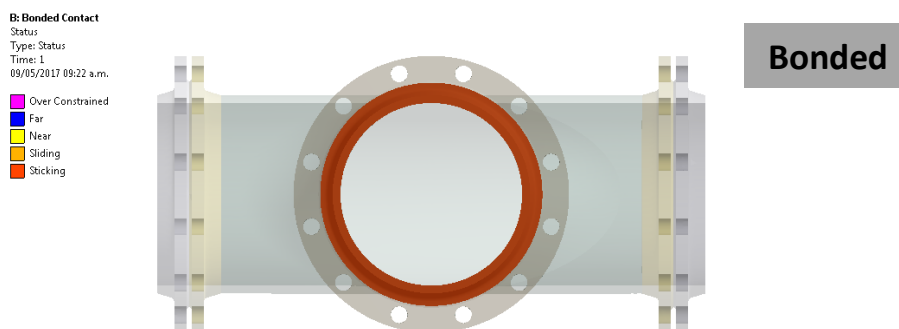


Figura 25. Estructura con contactos tipo “Bonded” aplicados.

En la Figura 25 se observa el código de colores utilizado por ANSYS. Al estar todo el contacto en rojo, la unión no presenta pérdidas y se puede considerar en operación normal.

A continuación se cambiará la configuración de la unión, mediante el agregado de tornillos simplificados del tipo viga, una precarga en los mismos:

Tornillos con 45000 N de precarga

B: Bonded Contact
Status
Type: Status
Time: 2
09/05/2017 02:38 p.m.
Over Constrained
Far
Near
Sliding
Sticking

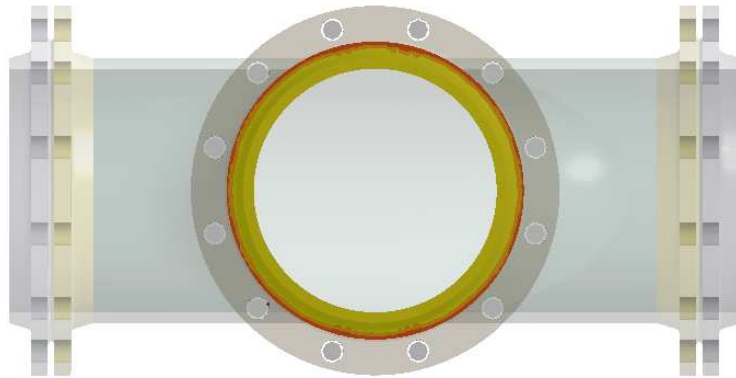


Figura 26. Tornillos con precarga de 45000 N

En la Figura 26 se observa el mantenimiento de la estanqueidad, o sea que a pesar de la carga, la junta no se abre del todo.

A continuación se disminuirá la precarga en los tornillos:

Tornillos con 20000 N de precarga:

B: Bonded Contact
Status
Type: Status
Time: 2
09/05/2017 03:15 p.m.
Over Constrained
Far
Near
Sliding
Sticking

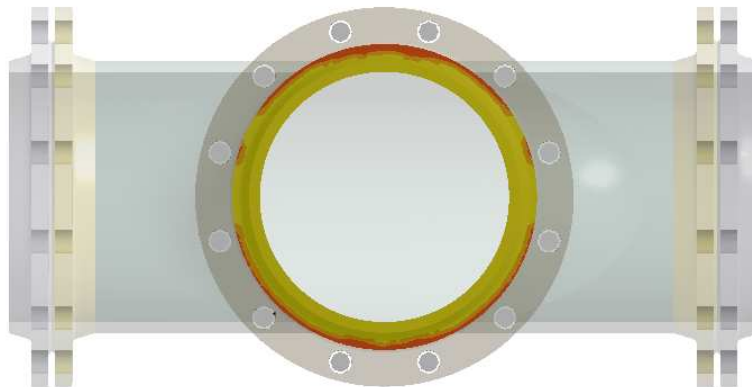


Figura 27. Tornillos con precarga de 20000 N.

En la Figura 27 se observan zonas abiertas amarillas (Near), en las cuales hay pérdida en la unión (falla).

A continuación, se muestran resultados para los tornillos disminuidos a 10000 N de precarga:

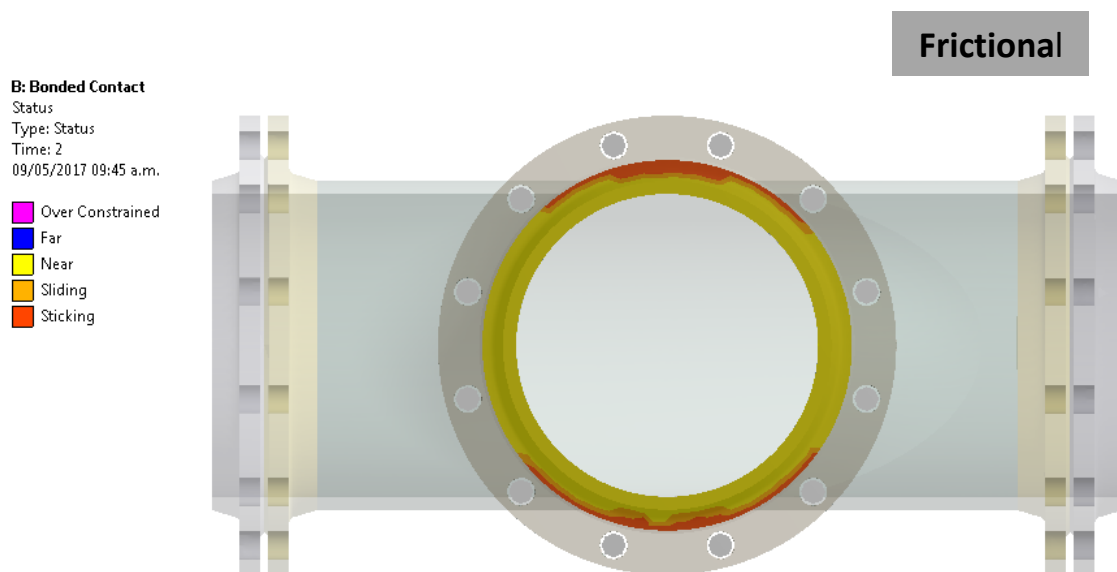


Figura 28. Tornillos con 10000 N de precarga.

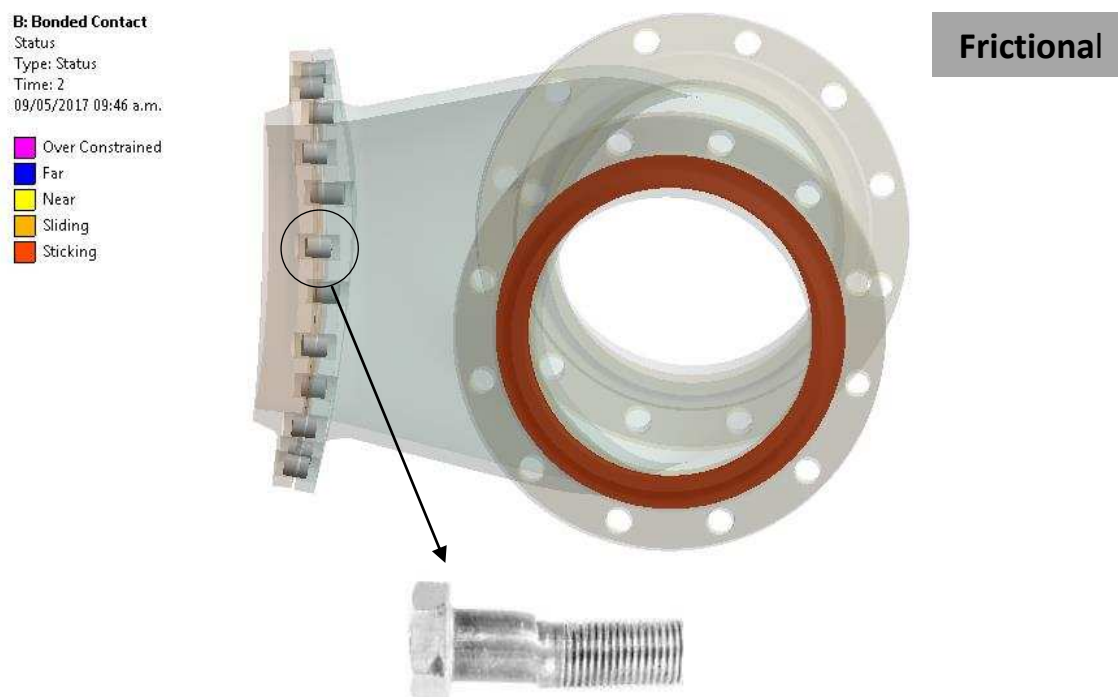


Figura 29. Unión atornillada con baja precarga trabajando al corte.

En las Figura 28 y Figura 29 se observa una precarga de tornillos tan baja que provoca que los tornillos fallen por corte.

La precarga debe ser dimensionada de tal forma que todo y cualquier esfuerzo tangencial entre las partes sea transferido por fricción y no por cizallamiento de los tornillos.

4 CASO DE ESTUDIO – ROSCA CON CARGA DE ALTA INTENSIDAD

A continuación se presentará un modelo en el cual el camino de carga pasa por los filetes de la rosca. El mismo fue extraído de casos reales de diseño de Sartas de Bombeo de pozo de petróleo:

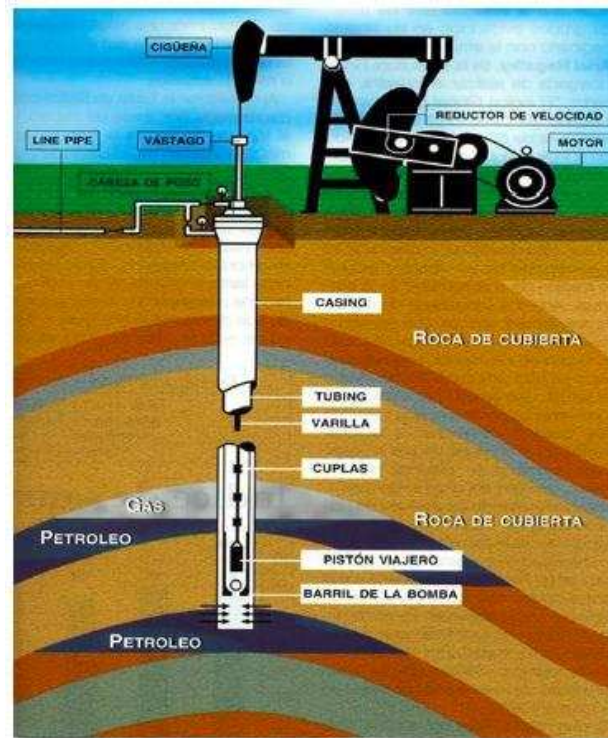


Figura 30. Sarta de bombeo de pozo petrolero. (TENARIS, 2013)

La varilla de Bombeo (Sucker Rod) API se muestra en la siguiente imagen:



Figura 31. Varillas de Bombeo API. (TENARIS, 2013)

La sarta de varillas de bombeo llevan elementos de acople consistentes en una doble rosca hembra, tal como se ve en la siguiente figura:



Figura 32. Acoples de Varillas de Bombeo API. (TENARIS, 2013)

4.1 Condiciones de borde

Para estudiar la tensión en los filetes de rosca se adoptó un modelo simplificado con una sección de la varilla de bombeo y la mitad del acople, tal como se muestra en las figuras siguientes:

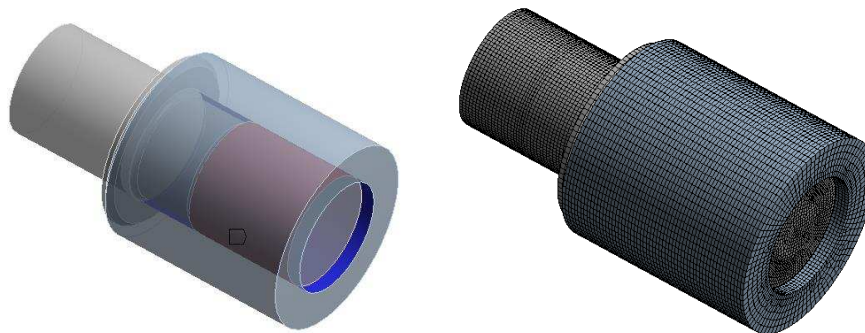


Figura 33. Geometría y mallado del modelo de varilla de bombeo.

Las condiciones de borde del modelo son: La base del acople restringida, un primer paso de precarga en el vástago de 10000 N, y un segundo paso de carga axial en la varilla sentido tracción de 1000 N.

4.2 Resultados y discusión – Tensiones en varilla de bombeo

En el primer paso se muestra el aumento de la tensión en la varilla debido a la fuerza de precarga:

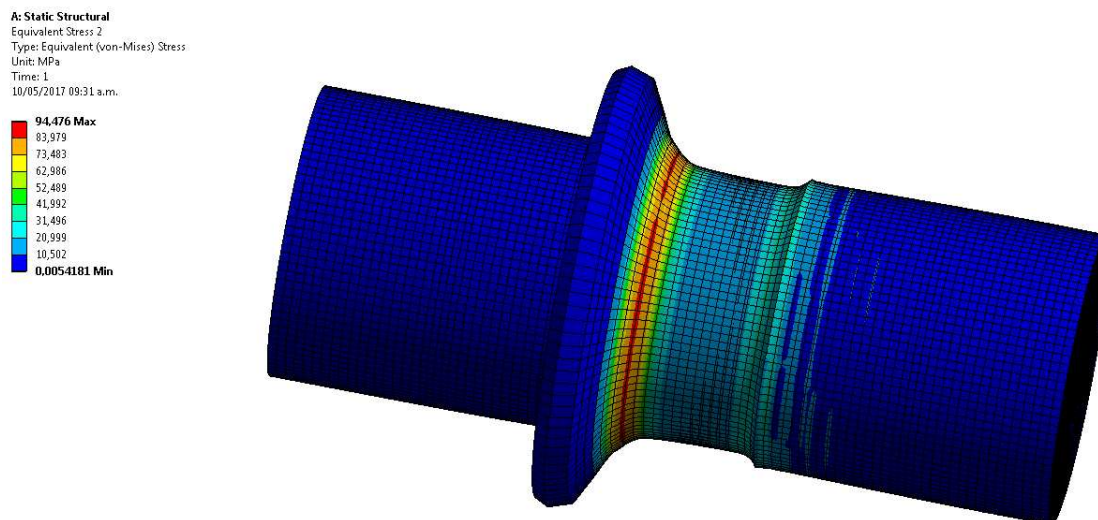


Figura 34. Tensión de tracción en la varilla de bombeo debida a la precarga. Escala de deformaciones ampliada

En la Figura 34 se puede apreciar el efecto de la precarga en el vástago del tornillo. Se ve en el mismo una zona en la cual la malla es más apretada, esto es debido al método de precarga utilizado en ANSYS. Sobre la parte de máxima tensión de la varilla se ve cómo el apoyo aprieta contra el acople, y de ahí que sube la tensión. Este efecto luego se ve disminuido cuando se aplica la carga de trabajo de tracción.

A continuación se aplica la carga de trabajo de 10000 N en la varilla:

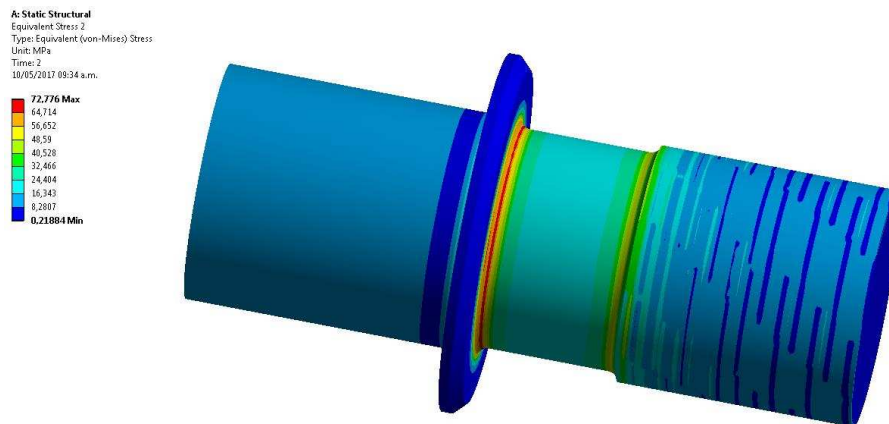


Figura 35. Tensión de tracción en la varilla de bombeo debida a la precarga y carga de trabajo. Escala de deformaciones ampliada

En la Figura 35, se aprecia cómo la tensión máxima se alivió en la zona del apoyo de la varilla, debido a que la tensión de tracción representa un alivio para éste apoyo. Sin embargo, la zona de la rosca se ha tensionado más, siendo éste efecto captado por la definición de Bolt Thread Correction.

4.3 Resultados y discusión – Tensiones del conjunto varilla/acople

Por último, se muestra una imagen del conjunto varilla y acople:

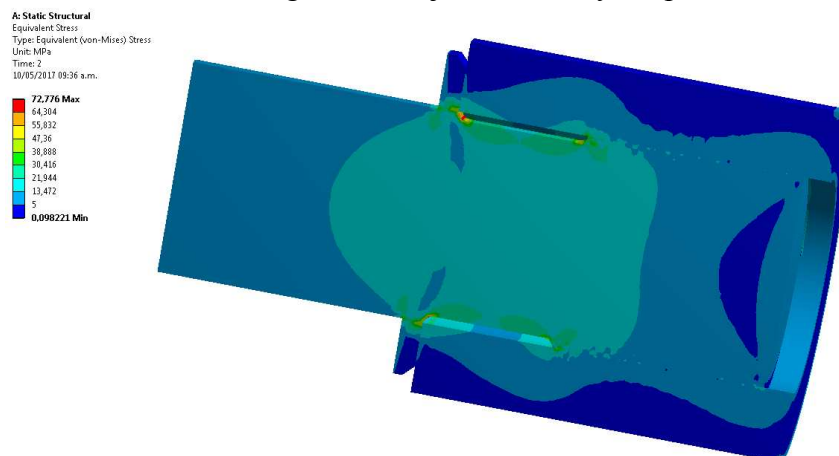


Figura 36. Tensiones en el conjunto completo provocadas por la precarga y carga de trabajo.

En la Figura 36 se puede ver perfectamente el efecto de distribución de la tensión más alta en los primeros filetes de rosca, y la disminución de la misma en los filetes posteriores.

Este tipo de estudio arroja resultados muy precisos a la hora de modelar la tensión en una rosca estándar sometida a altas cargas de trabajo, sin necesidad de modelar el filete completo.

5 CONCLUSIONES

Durante el desarrollo del presente trabajo, fueron presentados algunos lineamientos prácticos a la hora de modelar uniones atornilladas, mayormente obtenidas de la experiencia en la aplicación de la simulación mecánica en proyectos de ingeniería.

Se han presentado diferentes estrategias que van desde el modelado de la unión sin considerar los tornillos, hasta el modelado de la rosca real.

Se llega a la conclusión de que se puede ahorrar mucho tiempo computacional si se adoptan las estrategias adecuadas a cada caso de carga, enumerando:

- En el caso de cargas de compresión solamente, no es necesario modelar los tornillos.
- En el caso de tener cargas de flexión que impliquen de alguna forma un esfuerzo de tracción sobre las bridas, se pone en evidencia la necesidad la modelización o representación de los tornillos por lo menos con elementos de viga.
- En el caso de cargas de tracción relativamente dominantes, la precarga de tornillo contrarrestará, mediante esfuerzo de tracción en el vástago, la apertura de las bridas, por lo que la simulación será realizada con contacto friccional y precarga de tornillos, siendo el caso computacionalmente más caro.

Con respecto al estado de contacto de la unión atornillada, los algoritmos de contacto friccional captan con mucha precisión lo que sucede en la realidad, prediciendo el comportamiento del tornillo en caso de peligro de que trabaje al corte y no a la compresión. Se recomienda utilizar ésta estrategia tanto con tornillos modelados como vigas, así como con tornillos 3D, en casos como por ejemplo pérdida de estanqueidad en ductos o recipientes de presión.

En el caso de las cargas altas y el modelado de la rosca real o utilizando “Bolt Thread Correction”, se llega a la conclusión de que los resultados obtenidos arrojan la suficiente precisión como para utilizarlos de base para estudios de fatiga en las varillas, que es la causa principal de la limitación de vida de las mismas.

REFERENCIAS

- Bello, Carlos A, *Solicitaciones en Uniones Abulonadas: Modelo Numérico*, grupo DIDEME, UTN Facultad Regional Mendoza, Argentina, 2016
- Juvinall, Robert C., *Fundamentals of Machine Component Design*, 5th Edition, John Wiley & Sons, Inc. 1991
- ANSYS, *ANSYS Mechanical APDL Element Reference*, Release 17.2, August 2016
- American Society of Mechanical Engineers, *Código ASME B31.4 Tuberías de Transporte de Hidrocarburos Líquidos y Otros*, 2010
- TENARIS, *Sucker Rod General Catalogue*, 2013, Disponible en: <http://www.tenaris.com/en/products/suckerrods.aspx>